

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-1151

(43)公開日 平成6年(1994)1月11日

(51)Int.Cl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 6 0 K 5/12

E 8521-3D

F 1 6 F 15/08

W 9138-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 5 頁)

(21)出願番号 特願平4-123577.

(22)出願日 平成4年(1992)5月15日

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 鳥谷 和史

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

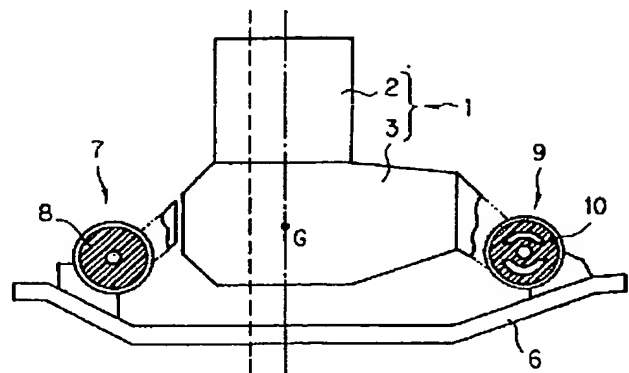
(74)代理人 弁理士 青木 朗 (外4名)

(54)【発明の名称】 横置きエンジンの懸架装置

(57)【要約】

【目的】 本発明は横置きエンジンの懸架装置に関し、従来よりも騒音レベルを低減しかつ急加減速時のトルクショックを緩和できるような懸架装置を提供することを目的とする。

【構成】 横置きエンジン本体の車両前後方向にフロントマウント7及びリヤマウント9を備えてなる懸架装置において、例えばフロントロールストッパ8の弾性材料に間隙を形成せず、リヤロールストッパ10に間隙を設けることで、エンジン1のローリング変位が所定値d未満においてはフロントマウント7の弾性係数がリヤマウントの弾性係数よりも大きくなり、ローリング変位が所定値d以上の時、その大小関係が逆転する。



- 1...エンジン
- 7...フロントマウント
- 8...フロントロールストッパ
- 9...リヤマウント
- 10...リヤロールストッパ

【特許請求の範囲】

【請求項1】 横置きエンジン本体の車両前後方向に、トルク反力吸収のためのフロントマウント及びリヤマウントを備えてなる懸架装置において、上記フロントマウント及びリヤマウントを、エンジンのローリング変位が所定値未満においてはフロントマウントの弾性係数がリヤマウントの弾性係数よりも大きくなるように構成すると共に、ローリング変位が上記所定値以上の時、その大小関係が逆転するように構成したことを特徴とする横置きエンジンの懸架装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は自動車などの車両において、そのエンジンをその駆動軸が車軸と略平行になるように配置した、所謂横置きエンジンを車体より支持する懸架装置に関し、特にエンジン振動による騒音レベルを低減する懸架装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、自動車に代表されるような車両において、エンジン本体と変速機から成る連結体（本願明細書では以下、これをエンジンと呼ぶことにする）は、その慣性主軸（トルクロール軸）を隔ててその両側に配置された防振ゴム装置を介して車体より支持される構造となっており、例えば横置きエンジンでは上記防振ゴム装置は、その位置関係からフロントマウント、リヤマウントと呼ばれている。

【0003】 ところで、このエンジン支持構造においては、アイドル振動や騒音の低減と、エンジンシェイクやエンジンwindアップ振動の低減とを両立するために、エンジン上下・前後方向の支持剛性をエンジン下方に設けた防振ゴム装置で賄い、エンジンのローリング変位が所定値以上の時に限って実質的なローリングストoppa作用を行うフロントロールストoppa及びリヤロールストoppaを備えた支持構造が既に知られている（実願昭60-54671号）。

【0004】 又、更に実開昭62-36822号公報においては、上記支持構造における車両発進時の駆動反力を効果的に受け、その際の振動を低減するため、図7に示すようにリヤロールストoppa71のローリング変位許容量を、フロントロールストoppa72の許容量よりも小さくなるように形成し、フロントマウント部からの入力のリヤマウント部からの入力よりも小さくなるようにした支持構造が開示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、車内騒音の低減という観点から見ると、その時のエンジンの運転状態によって騒音発生に大きく影響するマウントは異なり、例えば横置きエンジンが高周波で微振動するような運転条件下（例えば、走行時）では、リヤマウント側の振動が車室内の騒音に大きく影響し、低周波で大きく振

動するような運転条件下（例えば、アイドル運転時）では逆にフロントマウント側の振動が騒音に大きく影響することが知られている。

【0006】 しかしながら、上述したような従来支持構造では、エンジンマウントに設けられるロールストoppaの荷重-変位特性は、図8に示すように、ストoppaの間隙73（図7）が0となる変位を起点として変位の増加と共に荷重が急激に上昇する特性であるため、高周波・微振動時は騒音を良く抑えながらもフロントマウント側の影響が大きくなると低周波・大振動時に騒音が大きくなる問題があり、加えて車両が急激に加減速する、所謂エンジンの振動振幅が急激に大きくなるような場合には、ストoppa当たりによってばね特性が急変することにより、大きなトルクショックが発生し、ドライブシャフトリングを悪化させる問題がある。

【0007】 本発明は、横置きエンジンにおいてエンジン運転状態に拘わらず、常に車内騒音を小さくでき、かつ急加減速時のトルクショックを低減できるような、エンジンの懸架装置を提供することを目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】 本発明によれば、上記目的を達成するため横置きエンジン本体の車両前後方向に、トルク反力吸収のためのフロントマウント及びリヤマウントを備えてなる懸架装置において、上記フロントマウント及びリヤマウントを、エンジンのローリング変位が所定値未満においてはフロントマウントの弾性係数がリヤマウントの弾性係数よりも大きくなるように構成すると共に、ローリング変位が上記所定値以上の時、その大小関係が逆転するように構成したことを特徴とする横置きエンジンの懸架装置が提供される。

【0009】

【作用】 ローリング変位が所定値未満となる高周波・微振動時にはフロントマウントで多くの荷重を支持し、所定値以上となる低周波・大振幅振動時にはリヤマウントで多くの荷重を支持し、その時の運転条件に対応して常に騒音への影響の大きいマウント側での支持負担を小さくするため騒音レベルも低下する。

【0010】 又、急加減速時のようにエンジンの振動振幅が急激に大きくなるような場合には、フロントマウントを主体にした荷重支持により、従来のような動ばね定数の急変がなくトルクショックが大幅に低減できる。

【0011】

【実施例】 以下、図面を参照しながら本発明の実施例を説明する。図1及び図2は、本発明による懸架装置によって支持された横置きエンジンの側面図及び上視図を示しており、これらの図において1で示すエンジンは、エンジン本体2と、エンジン本体2に一体的に連結された変速機3とによって構成されている。

【0012】 図2に示すように、エンジン1はその両側端部をライトサイドマウント4及びレフトサイドマウン

ト5によって車体6から支持されており、これらの両サイドマウント4、5は図2方向から見て、図中1点鎖線で示した慣性主軸R（トルクロール軸）上に位置決めされる。又、エンジン1は、慣性主軸Rを中心としてその車両前後方向前側に配置された、フロントマウント7を構成するフロントロールストッパ8と、前後方向後側に配置されたリヤマウント9を構成するリヤロールストッパ10とによって弾性支持されている。

【0013】以上のようにして支持するエンジン1の懸架機構において、本実施例によれば、フロントロールストッパ8は、図3に更に詳しく示すように、図示しない車体6（図2）にブラケット6'を介して固定連結される外筒11と、エンジン1の外壁に固定連結される内筒12とを備えており、これら内外筒はその間に充填される円筒状のゴム状弾性部材13とによって弾性的に連結されている。

【0014】これに対して、リヤロールストッパ10は、図4に良く示すように図示しない車体6（図2）にブラケット6'を介して固定連結される外筒14と、エンジン1の外壁に固定連結される内筒15とを有し、外筒14と内筒15とは両者間に延在して設けられたブリッジ状のゴム状弾性部材16を介して互いに連結されている。

【0015】又、このゴム状弾性部材16のブリッジ部分16aの両側には、外筒14又は内筒15がエンジン1のローリング方向に沿って、極めて低い動ばね定数のもとで相対的に変位できるように、間隙17a、17bが形成されている。以上のように両ロールストッパ8、10を形成することにより、フロントマウント7及びリヤマウント9夫々の荷重—変位特性を、図5に示すような形に容易に設定することができる。

【0016】即ち、フロントマウント7に関してはゴム状弾性部材13によって決まる一定の弾性係数 k_f のもとに略直線状になり、片やリヤマウント9においては、所定の変位 d までは上記弾性係数 k_f よりも小さな弾性係数で変形し、所定変位 d を超えるような変形では逆にリヤマウント9の弾性係数がフロントマウント7の弾性係数 k_f よりも大きくなるように容易に設定することができる。

【0017】しかして、各マウント特性を以上のように設定することにより、リヤマウント側への入力振動が、出力振動や車内騒音に大きく影響する高周波・微振動の時は（変位 $< d$ ）、その時の荷重分担の大部分はフロントマウント7が請け負うこととなり、逆にフロントマウント側への入力振動が車内騒音に大きく影響するような低周波・大振動の場合には（変位 $\geq d$ ）、主にリヤマウント9の方で荷重を請け負い、総じて騒音への影響の大きい側での荷重支持負担を小さくして騒音を小さくすることができる。

【0018】また、急加減速時のようにエンジンのロー

リング変位が急激に増加し、従来マウントにおいてはストッパ当たりによる急激なばね定数が急変するようなローリング変位の地点では、本実施例ではフロントマウント7が主体となって荷重支持するため、加減速のアクセル操作に伴うトルクショックが軽減される。ところで、本発明のように、エンジン前後に異なる弾性係数のエンジンマウントを介してエンジン1を支持するようにした場合、エンジン上下方向弾性主軸は、図1に点線で示したように、同じばね特性を持つエンジンマウントで支持する従来の弾性主軸（同図に一点鎖線で示す）と異なり、エンジン重心Gを通らずに前後いずれかの側にずれることになる（本実施例ではフロント側）。

【0019】従ってこのような場合の上下加振時の振動特性は、他の自由度（例えば、ローリング変位）と連成し、フロントマウント7が小さな変位でかつリヤマウント9が大きな変位で振動するような第1の周波数Aと、これとは逆にフロントマウントが大きな変位でかつリヤマウントが小さな変位で振動する第2の周波数Bと、ところで大きな振動レベルを有するようになり、図6に実線で示すような特性となる。

【0020】これに対して前後同一形態のマウントでエンジンを支持するような従来の懸架機構の場合、その弾性主軸はエンジン重心Gを通るため、その上下方向の振動は他の自由度と連成せず（ローリング変位は打ち消し合う）、図6の点線で示したように、ある周波数で前述した本発明の振動レベルよりも大きな振動レベルを持つ。従って、この振動レベルの高さの差からも本発明の懸架装置は従来よりも騒音が少なくなることが明白である。尚、図6に関し、縦軸に示すイナータンスとは、出力比、即ちエンジンマウントから車体への出力（出力振動）と、エンジンからエンジンマウントへ伝達される入力（入力振動）との比であって、ここでは加速度 $A/\text{力}F$ で定義され、単位 $m/(Ns^2)$ で表される。

【0021】以上、本発明による懸架機構の一実施例を説明したが、本発明はその各特性が図5に示すような、ある変位を境として双方のエンジンマウントの弾性係数が逆転するような特性を示すものであれば、その形状や弾性係数カーブは図示した実施例に限定されるものではない。

【0022】

【発明の効果】以上、説明したように本発明によれば、エンジン前後に設けられるエンジンマウントによる支持負担に関し、騒音への影響が大きい方の支持負担を小さくしたため、騒音や振動レベルを小さくできる。又、急加減速時には従来のストッパ当たりによる急激なばね定数の変化を防いだことにより、トルクショックが大幅に低減できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による懸架装置によって支持される横置きエンジンの側面図である。

【図2】図1に示すエンジンの上視図である。

【図3】本発明の懸架装置を構成するフロントマウントの側面図である。

【図4】本発明の懸架装置を構成するリヤマウントの側面図である。

【図5】本発明におけるフロントマウント・リヤマウントの荷重-変位特性を示す図である。

【図6】エンジン上下加振時の本発明マウント及び従来マウントの各振動特性を示す図である。

【図7】従来のエンジン懸架装置を示すエンジン側面図

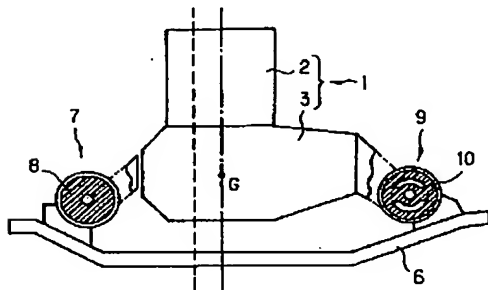
である。

【図8】図7に示す従来装置のマウント特性を示す図である。

【符号の説明】

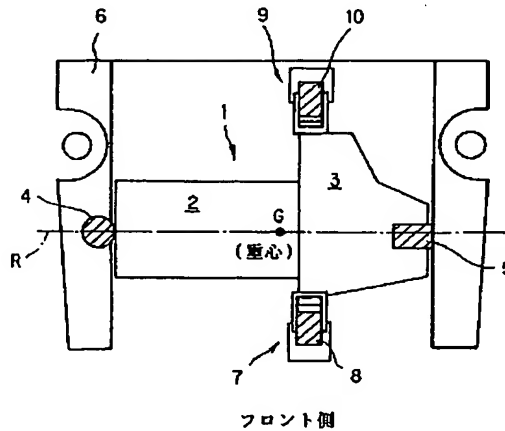
- 1…エンジン
- 7…フロントマウント
- 8…フロントロールストップ
- 9…リヤマウント
- 10…リヤロールストップ

【図1】

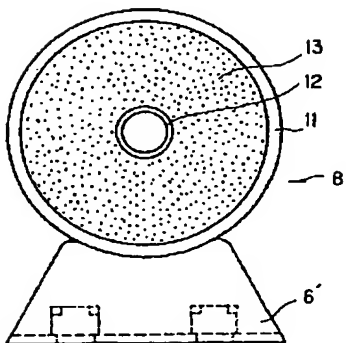


- 1…エンジン
- 7…フロントマウント
- 8…フロントロールストップ
- 9…リヤマウント
- 10…リヤロールストップ

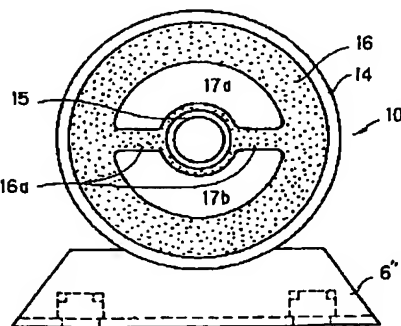
【図2】



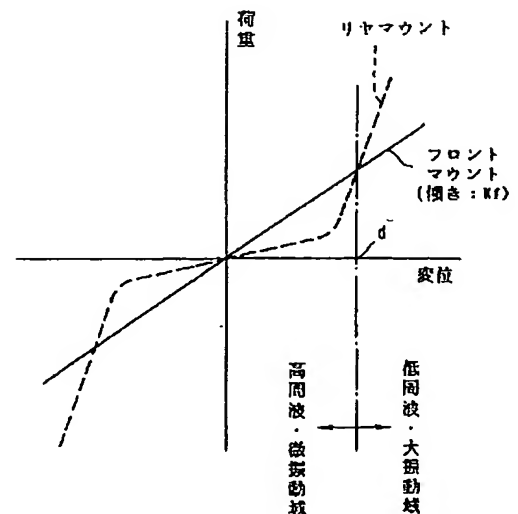
【図3】



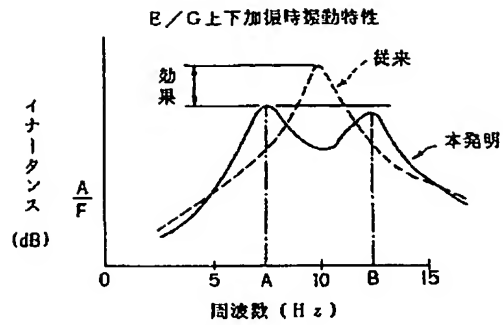
【図4】



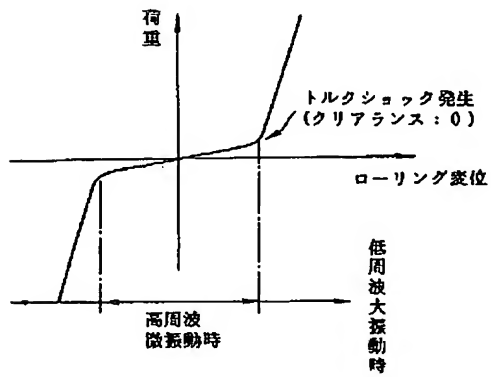
【図5】



【図 6】



【図 8】



【図 7】

